

準仮想冠歯車を用いたこう配歯曲がり歯傘歯車の Duplex 歯切法*

田村久司*¹, 川崎一正*¹, 佐藤真人*²Duplex Spread-Blade Method for Cutting Spiral Bevel Gears
Using a Quasi-Complementary Crown Gear

Hisashi TAMURA, Kazumasa KAWASAKI and Makoto SATOH

In this study, an ordinary complementary crown gear generates both an actual spiral bevel gear and an imaginary spiral bevel gear whose pitch cone angle is $80^{\circ}\sim 87^{\circ}$. The tooth surface of the imaginary bevel gear is replaced by a simple conical surface. The imaginary gear with the conical tooth surface is designated as a quasi-complementary crown gear and is used as a tool gear to generate the pinion. The quasi-complementary crown gear produces a tooth surface modification. As a result, the engagement of the gears is a point contact with a negligibly small non-conjugate. The complementary crown gear and the quasi-complementary crown gear each generate both sides of a tooth space of the work gear simultaneously because the cutter blades forming a tooth of each crown gear are widely spread by an adequate amount. The conditions which satisfy this duplex spread-blade method relating to both the complementary and quasi-complementary crown gears are shown in this paper.

Key Words: Machine Element, Gear, Design, Spiral Bevel Gears, Gear Cutting, Complementary Crown Gear, Duplex Spread-Blade Method, Profile Modification, Crowning, Gleason Hypoid Generator

1. 緒 言

傘歯車は一般に間接創成法で歯切りする。すなわちギヤとピニオンのほかに第3の歯車である仮想冠歯車を考え、仮想冠歯車でギヤとピニオンをそれぞれ創成歯切りする。このギヤとピニオンは共役な線接触歯車になるが、実用歯車として用いるには各種誤差の影響を緩和するために歯面修整を施して線接触到に近い接触をする点接触歯車にしなければならない。

ところで、我が国ではこう配歯曲がり歯傘歯車の歯切法としてグリーンソン方式が多く用いられているが⁽¹⁾、この歯切法は、厳密に考えると、ギヤとピニオンをそれぞれ別個の仮想冠歯車で歯切りしていることになるため、共役な歯車にならず⁽²⁾、良好な歯当たりが得にくくなっている。

著者の一人はこれの改善を目指して、従来の歯切盤と歯切工具をそのまま用いて良好な歯当たりの歯車対を得ることのできる歯切法を提案した⁽³⁾。その歯切法ではギヤ歯切りはこれまでどおり仮想冠歯車で行うが、ピニオン歯切りは準仮想冠歯車と名付けた第4の

歯車で片歯面ずつ行う。この方法では一方の歯面の歯切りと反対側歯面の歯切りとで歯切工具のマシンセッティングが異なり、煩わしさがある。

本研究は、この片側歯面ずつ歯切りする方法の煩わしさを改善することを目的とした歯切法の研究である。すなわちギヤおよびピニオンの歯切りにおいて、グリーンソン式環状フライスカッタの内・外切れ刃の幅を所定の間隔に広げておき、各歯車の凹・凸両歯面を同時に歯切りするもので、いわゆるこう配歯曲がり歯傘歯車の双広刃歯切法(Duplex spread-blade method, 略して Duplex 法)の研究である。従来のこの配歯曲がり歯傘歯車の歯切りはほとんどが片側歯面ずつ歯切りするいわゆる片刃法で行われている。しかし、わずかに小モジュール大減速比の歯車の場合に限り近似歯切法として、この双広刃歯切法が用いられることもあるようであるが⁽⁴⁾、本法にはそのような制約はない。

2. 準仮想冠歯車

準仮想冠歯車を用いた歯切法⁽³⁾の概要を以下に示す。まず、円すい面の一部を歯面とする仮想冠歯車でギヤを創成歯切りする。これは従来の方法と同じである。

* 原稿受付 1994年12月14日。

*¹ 正員, 新潟大学工学部 (〒950-21 新潟市五十嵐二の町 8050)。*² 学生員, 新潟大学大学院。

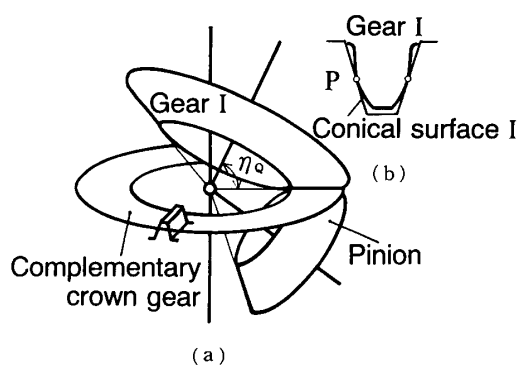


図1 準仮想冠歯車

次に、図1(a)に示すようにこの仮想冠歯車でピッチ円すい角 η_0 が 90° よりやや小さいこう配歯の傘歯車(歯車Iと呼ぶ)を創成した場合を想定する。この歯車Iで創成したピニオンは先に歯切りしたギヤと共役な歯車になるが、歯車Iの歯面は複雑な曲面であるため、歯車Iと同じ歯(刃)面形状の工具歯車を作ることが困難であり、結局、ギヤと共役なピニオンを作ることが難しい。

そこで次善の策として、歯車I歯面の代わりとなる曲面を用意する。そのような曲面として歯車I歯面上の指定する点Pで歯車I歯面と「点接触」し、かつ歯車I歯面実質側にくい込まないような適当な「円すい面I」を考える[図1(b)]。円すい面Iは刃面となるものであるから、その刃先が設計どおりのピニオン歯底を削り出すように円すい面Iの姿勢を決めておく必要がある。この円すい面Iと歯車Iのピッチ円すい角とを適当に選定することによってギヤと共役な歯車に近づけることができるし、歯面同士のかみあいも局所線接触かみあいに近いものにすることができる。また円すい面I上のP点近傍で創成されたピニオン歯面はギヤ歯面と正しくかみあうから、そこに歯当たりが必ず得られる。このようにして歯当たりの位置が指定できる。

既報⁽³⁾では、円すい面Iを歯面とする歯車Iを準仮想冠歯車と名付けた。

3. Duplex 歯切法

仮想冠歯車を用いたこう配歯曲がり歯傘歯車のDuplex歯切法については、歯形が円弧の仮想冠歯車を用いた歯切法に関連して既に報告したが⁽⁶⁾、本研究は、既報の円弧歯形の場合とは異なり、仮想冠歯車および準仮想冠歯車の歯形がともに直線である場合のDuplex歯切法の研究である。

曲がり歯傘歯車の歯切設計にあたっては、まず最初

に設計基準点を定め、その点を中心に歯当たりが現れるようにする。本研究では、ピッチ母線(Pitch-surface generator⁽⁶⁾)上で平均円すい距離 R_m の位置にある点Pにこの設計基準点を定める。次に仮想冠歯車の歯厚を定める。この歯厚はグリーンソン式環状フライスカッタのポイント幅 W とポイント幅増加量 S (シム厚さ) とで決めることができる。

W と S が決まったカッタを仮想冠歯車に取付けてその歯(刃)面とし、ギヤを歯切りする。このとき仮想冠歯車凸歯面が設計基準点Pを通り、かつ点Pにおける歯面法線が与えられた方向になるようにする。また同時に、カッタ刃先がギヤ歯底円すいを削り出すようにする。このようにして被削ギヤ諸元とカッタ諸元とから仮想冠歯車凸歯面を決めることができるが、本法はDuplex法であるから、それができるように仮想冠歯車凹歯面を決めなければならない。これに対応するため、仮想冠歯車の歯面を決めるカッタの外・内各切れ刃の傾き角 γ_1, γ_2 (図3参照)を自由度として残しておき、いまのところ決めないでおく。

次に、この仮想冠歯車でピッチ円すい角 η_0 が 90° より少し小さい歯車Iを歯切りする場合を想定する。 η_0 は後述する歯面修整量に関係するもので、Duplex法を可能にするための自由度としては考えない。

図2(a)に示すようにカッタ外・内両切れ刃によって歯車Iの凹・凸両歯面が同時に歯切りされるが、図は外切れ刃が設計基準点Pで歯車I凹歯面を創成歯切りしている瞬間を示している。仮想冠歯車による歯車Iの創成歯切りがさらに進行すると、今度は内切れ刃上の点P'が設計基準点Pに到達し、そこで歯車I凸歯面上の点P''を創成する。このようにして歯車Iの凹・凸両歯面上の点P, P''を特定し、ついで歯車Iを自身の軸まわりに1ピッチ回転させると点P''は点P'の位置にくる[図2(b)]。点P, P'で代表される凹・凸歯面をもつ歯車Iでピニオンを創成すれば、ピニオンは仮想冠歯車で創成した先のギヤと共役な歯車になるが、2章で述べた理由によりこのような工具歯車としての歯車Iを作るとは困難である。そこで図2(c)に示すように歯車I凹・凸歯面の代替となる曲面として、環状フライスカッタの切れ刃の形成する円すい面I, I'を用い、これを歯面とする歯車Iでピニオンを創成歯切りすることにする。ただし円すい面I, I'が点P, P'でそれぞれ歯車I凹・凸歯面と点接触し、かつ刃先がピニオン歯底円すいを削り出すようにカッタを歯車Iに取付けるものとする。円すい面I, I'を歯面とする歯車Iが準仮想冠歯車であり、ピニオン歯切り専用の工具歯車になる。

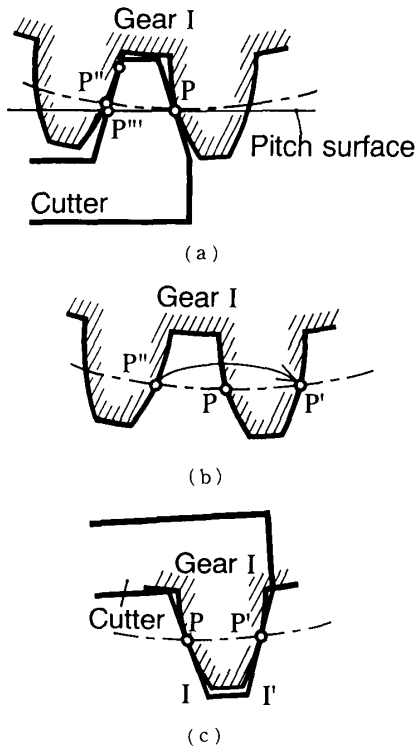


図2 Duplex歯切法

図2(c)に示すように仮想冠歯車で創成された歯車I凹・凸各歯面とそれらの代替である円すい面I, I'の間にすきまが生じるが, このすきまに歯面修整効果を期待する。なお, 場合によってはすきまが生じないで互いに干渉している場合もあるが, そのときには歯車Iのピッチ円すい角 η_0 を小さくすることでこの干渉が回避できる。

以上より明らかなように, 本研究で提案する歯切法は, 被削歯車歯底円すいを削り出すことを考慮しつつ, 仮想冠歯車および準仮想冠歯車のそれぞれの歯(刃)となるグリーンソン式環状フライスカッタ諸元およびその位置・姿勢をDuplex法が可能になるように決定する問題に帰着される。決定すべき具体的項目は, ギヤ歯切用カッタに関してはカッタ中心の座標(V_g, H_g, Z_g)と外・内切れ刃の傾き角 γ_{1g}, γ_{2g} , ピニオン歯切用カッタに関してはカッタ中心の座標(V_p, H_p, Z_p), 内・外切れ刃の傾き角 γ_{2p}, γ_{1p} そして外切れ刃シム厚さ S'_p である。

4. Duplex歯切設計

まず, グリーンソン式環状フライスカッタの内・外各切れ刃がカッタ軸まわりに旋回することによって形成する円すい面の数式表示をする。図3にカッタ切れ刃形状とそれが円すい面を形成する過程を示す。 $O_c-X_c Y_c Z_c$ はカッタに取付けた座標系で, 原点 O_c はカ

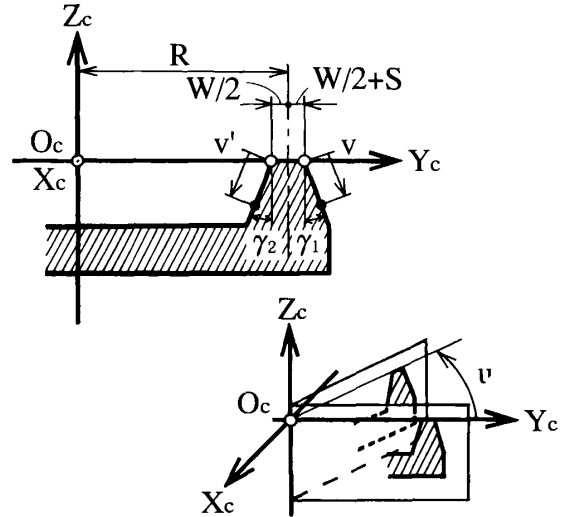


図3 グリーンソン式環状フライスカッタ

ッタ中心, Z_c 軸はカッタ軸である。 R はカッタ半径を表す。カッタ切れ刃傾き角 γ_1, γ_2 は3章で述べたようにあらかじめ決まっている角度ではなく, Duplex法が可能になるように決められるものである。 v は切れ刃直線上の距離を, u は切れ刃の旋回角を表すが, この u, v が円すい面を表すパラメータとなる。また, 添字 g, p, c にそれぞれギヤ, ピニオン, カッタに関するこの意味を, 「'」にギヤ凸歯面とピニオン凹歯面に関するこの意味をもたせる。

座標系 $O_c-X_c Y_c Z_c$ で, 仮想冠歯車の凸・凹歯面となる円すい面をそれぞれ列ベクトル X_{gc}, X'_{gc} で, また準仮想冠歯車の凹・凸歯面となる円すい面をそれぞれ列ベクトル X_{pc}, X'_{pc} で表すと

$$\begin{aligned}
 & X_{gc}(u_g, v_g; \gamma_{1g}) \\
 &= \begin{bmatrix} -\sin u_g(v_g \sin \gamma_{1g} + R + W/2 + S_g) \\ \cos u_g(v_g \sin \gamma_{1g} + R + W/2 + S_g) \\ -v_g \cos \gamma_{1g} \end{bmatrix} \\
 & X'_{gc}(u'_g, v'_g; \gamma'_{2g}) \\
 &= \begin{bmatrix} -\sin u'_g(-v'_g \sin \gamma'_{2g} + R - W/2) \\ \cos u'_g(-v'_g \sin \gamma'_{2g} + R - W/2) \\ -v'_g \cos \gamma'_{2g} \end{bmatrix} \\
 & X_{pc}(u_p, v_p; \gamma_{2p}) \\
 &= \begin{bmatrix} -\sin u_p(-v_p \sin \gamma_{2p} + R - W/2) \\ \cos u_p(-v_p \sin \gamma_{2p} + R - W/2) \\ v_p \cos \gamma_{2p} \end{bmatrix} \\
 & X'_{pc}(u'_p, v'_p; \gamma'_{1p}) \\
 &= \begin{bmatrix} -\sin u'_p(v'_p \sin \gamma'_{1p} + R + W/2 + S'_p) \\ \cos u'_p(v'_p \sin \gamma'_{1p} + R + W/2 + S'_p) \\ v'_p \cos \gamma'_{1p} \end{bmatrix}
 \end{aligned}$$

.....(1)

円すい面 $X_{gc}, X'_{gc}, X_{pc}, X'_{pc}$ の単位面法線ベクトルを

それぞれ $N_{gc}(u_g; \gamma_{1g}), N'_{gc}(u'_g; \gamma'_{2g}), N_{pc}(u_p; \gamma_{2p}), N'_{pc}(u'_p; \gamma'_{1p})$ で表す。なお、 γ は未知定数で、変数 u, v と区別するために式(1)中で「;」を用いて示した。

図4に仮想冠歯車のピッチ平面と準仮想冠歯車のピッチ円すいを示す。O-XYZ は静止座標系で、原点Oに各歯車のピッチ円すい頂点がある。Z軸は仮想冠歯車軸に一致しており、Z₀軸は準仮想冠歯車軸である。Y軸はピッチ母線⁽⁶⁾である。点Pは設計基準点で、その位置(0, R_m, 0)を列ベクトル **P** で表す。まず、点Pにおける被削ギヤ凹歯面の圧力角 α 、ねじれ角 β を与える。その単位面法線ベクトル **N** は列ベクトル $(-\cos \alpha \cos \beta, \cos \alpha \sin \beta, \sin \alpha)^T$ で表せる。また、被削ギヤの歯元角を δ_g とすると仮想冠歯車の歯は歯先角が δ_g のこう配歯にならなければならない。そこでまずO-XYZに完全に一致させたカッタ固着の座標系 O_c-X_cY_cZ_c を X, Y, Z 各軸に沿ってそれぞれ V_g, H_g, Z_g だけ平行移動したのち、X_c 軸まわりに δ_g 傾けたとき O_c-X_cY_cZ_c に固着している円すい面 X_{gc} が点Pを通り、かつ面法線 N_{gc} が **N** になったとすれば、その状態の X_{gc} をそのまま仮想冠歯車に取付けて凸歯(刃)面にする。このとき、仮想冠歯車の歯のたけと歯厚を決めておく。そうすると点Pにおける歯末のたけを決める v_g と歯厚を決める S_g が決まる。さて、A を X_c 軸まわりの回転による座標変換行列とすると、 δ_g は既知であるから凸歯面の位置・姿勢を決める式として次式を得る。

$$\left. \begin{aligned} A(\delta_g)X_{gc}(u_g; \gamma_{1g}) + (V_g, H_g, Z_g)^T &= \mathbf{P} \\ A(\delta_g)N_{gc}(u_g; \gamma_{1g}) &= \mathbf{N} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2)$$

これよりカッタ中心 O_c の O-XYZ における座標 (V_g, H_g, Z_g) および切れ刃傾き角 γ_{1g} とパラメータ

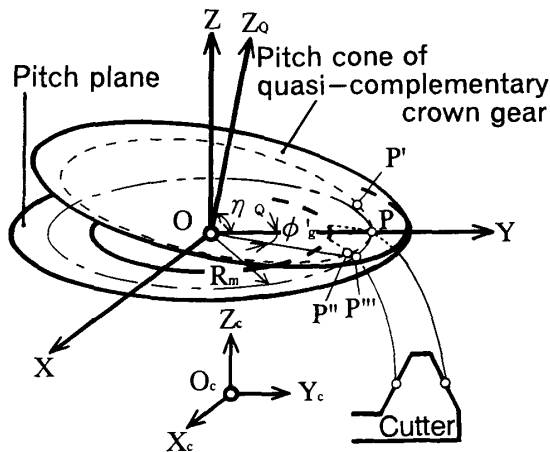


図4 仮想冠歯車ピッチ平面と準仮想冠歯車ピッチ円すい

u_g が決まる。

仮想冠歯車凸歯面が決まると、それに対応する歯先角 δ_p (ピニオン歯元角) のこう配歯の準仮想冠歯車凹歯面も決まる。すなわちカッタ中心の座標 (V_p, H_p, Z_p) および切れ刃の傾き角 γ_{2p} が同様にして決まる。

本法は Duplex 法であるから、以上のようにして決めたカッタの位置・姿勢のもとで仮想冠歯車凹歯面となる X'_{gc} の(内)切れ刃の傾き角 γ'_{2g} および準仮想冠歯車凸歯面となる X'_{pc} の(外)切れ刃諸元を決める問題になる。そこで、いま γ'_{2g} が決まったとする。そうすると図4の点 P''' の座標を表す列ベクトル X₁ とその点における X'_{gc} の単位面法線ベクトル N₁ が決まる。X₁ を用いて図示の角度 ϕ'_g を求めたのち、点 P''' を準仮想冠歯車ピッチ円すい上の点 P'' へ、さらに点 P'' から 1 ピッチ離れたピッチ円すい上の点 P' へと順次 X₁, N₁ を座標変換すれば、点 P' の座標を表す列ベクトル **P'** とその点における仮想冠歯車凹歯面の単位面法線ベクトル **N'** が γ'_{2g} の関数として決まる。これより次式を得る。

$$\left. \begin{aligned} A(\delta_p)X'_{pc}(u'_p, v'_p; \gamma'_{1p}, S'_p) + (V_p, H_p, Z_p)^T \\ = \mathbf{P}'(\gamma'_{2g}) \\ A(\delta_p)N'_{pc}(u'_p; \gamma'_{1p}) = \mathbf{N}'(\gamma'_{2g}) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(3)$$

式(3)より $\gamma'_{1p}, \gamma'_{2g}, S'_p$ そしてパラメータ u'_p, v'_p の合計五つが求められる。

以上のようにして求めたカッタ中心の座標 (V_g, H_g, Z_g), (V_p, H_p, Z_p) とカッタに固着した座標系の傾き角(カッタ軸傾き角) δ_g, δ_p の値は O-XYZ におけるものである。したがって、O-XYZ の Z 軸と仮想冠歯車軸が一致している場合には、(V_g, H_g, Z_g) と δ_g の値がそのままカッタ・マシンセッティングになる。しかし、準仮想冠歯車の場合のように Z 軸と準仮想冠歯車軸とが一致していない場合、ピニオン歯切り時には準仮想冠歯車軸 Z₀ がクレードル軸になることを考えると、(V_p, H_p, Z_p) と δ_p を準仮想冠歯車座標系に変換し、変換後の値を用いてカッタおよびワークのマシンセッティングを決めることになる。

5. Duplex 歯切りと歯切誤差検出

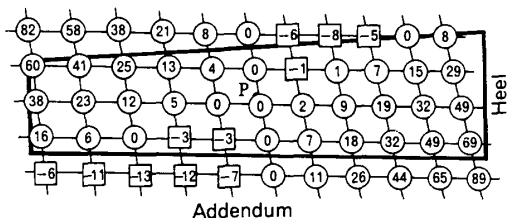
本法の妥当性を確かめる目的で歯数比が 1:1 の傘歯車を歯切りした。表1に傘歯車諸元を、表2にカッタ諸元を示す。これらの諸元決定においては特別に X_{gc} と X'_{pc} さらに X'_{gc} と X_{pc} がそれぞれ同じになるようにし、1個のカッタでギヤとピニオンの両方が Duplex 歯切りできるように工夫した。そのようにするために、4章で示した方法に忠実にしたがいつつも

表 1 歯車諸元

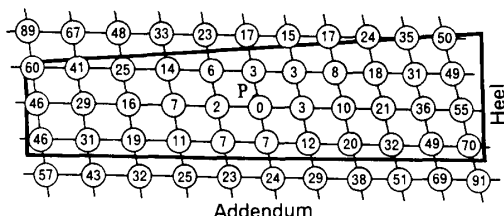
Gears		Miter
Number of teeth		41
Pressure angle	α	19° 45'
Spiral angle	β	32° 04'
Spiral direction		Right
Pitch angle	η	45° 00'
Face angle		46° 46'
Pitch diameter		138.0 mm
Mean cone distance	R_m	85.58mm
Dedendum angle	δ	2° 10'
Face width		24.0 mm
Backlash		0.15mm

表 2 カッタ諸元

Cutter diameter	R	152.4mm(6")
Pressure angle	Outer blade	18° 31'
	Inner blade	20° 58'
Point width	W	0.762mm(0.03")
Shim thickness	S	0.905mm



(a) $\eta_0 = 90^\circ$



(b) $\eta_0 = 84^\circ$

図 5 準仮想冠歯車歯面と歯車 I 歯面のすきま

設計基準点における被削ギヤ凹歯面の圧力角 α とねじれ角 β の値をあらかじめ指定せずに任意とし、その代わりに $\gamma_{1g} \doteq \gamma'_{1g}$, $\gamma_{2g} \doteq \gamma'_{2g}$ および $S_g \doteq S'_g$ となるように試行錯誤的に α, β, S_g の値を選んだ。実用上、このような制約は不要と考えるが、実験時間と経費の節約を考えてこのようにした。

図 5 に歯車 I 凹歯面と準仮想冠歯車歯面である円すい面 I とのすきま L (図 6 参照) の計算結果を μm 単位で示す。図中の負の値は歯面干渉が起こっていることを示す。図 5(a) は $\eta_0 = 90^\circ$ の場合、すなわち従来のグリーンソン式歯切法に相当するもので、歯車 I がピニオン歯切用仮想冠歯車になるが、カッタ刃先がピニオン歯底を削り出すような円すい面 I を代替歯面として歯

表 3 カッタ・マシンセッティング

	Gear	Pinion
δ	2° 10'	2° 10'
V	66.121mm	-63.672mm
H	43.035mm	46.579mm
Z	1.632mm	-3.113mm
η_0		84° 00'

表 4 検査結果

(a) ギヤ

Error factor	Concave		Convex	
	Error E	$\Delta t(\mu\text{m})$	Error E	$\Delta t(\mu\text{m})$
VH	-0.005mm	6.1	-0.001mm	7.6
Z	-0.038mm	6.1	-0.012mm	7.6
η	-4'	3.5	-2'	6.9
δ	3'	5.9	-7'	6.9

(b) ピニオン

Error factor	Concave		Convex	
	Error E	$\Delta t(\mu\text{m})$	Error E	$\Delta t(\mu\text{m})$
VH	-0.017mm	6.4	-0.009mm	6.0
Z	-0.145mm	6.3	-0.062mm	6.0
η	-3'	4.4	-2'	5.7
δ	1'	6.7	0'	6.1

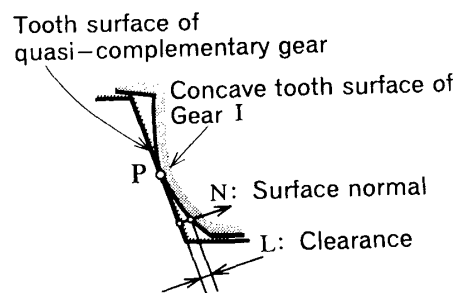


図 6 歯面間のすきま

車 I 歯面にした(これが準仮想冠歯車である)ために本来の歯車 I 歯面と代替円すい面とが干渉している。グリーンソン式歯切法では、これが良好な歯当たりを得ることを困難にしていると考えられる。

図 5(b) は $\eta_0 = 84^\circ$ の場合である。歯面修整により干渉が回避できることがわかる。

表 3 に仮想冠歯車歯面となるカッタ・マシンセッティングおよびピッチ円すい角 $\eta_0 = 84^\circ 00'$ の準仮想冠歯車の歯面となるカッタ・マシンセッティングを示す。図 7 に歯切りした歯車とその歯当たり模様を示す。

歯切りした傘歯車の歯面上の多数点の座標を三次元測定機で測定し、その測定値群から歯切りの際のマシンセッティング誤差の検出を試みた⁽⁷⁾。その結果を表 4 に示す。表 4(a) が歯切りしたギヤ、表 4(b) が同じくピニオンの検査結果である。表 4 では、歯切り時のマシンセッティングに関して誤差が生じているである

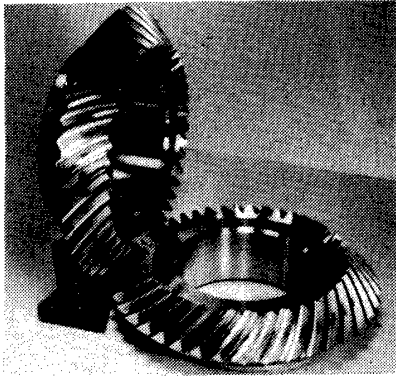


図 7 歯車対の歯当たり

うと思われる要因をいろいろ考え、それらを誤差要因と表現した。また理論上、誤差要因の誤差が E である状態で歯切りした場合に得る理論歯面と実歯面測定値との距離の平均を Δt で示した。 Δt が小さいということは理論歯面と測定値群とがよく一致していることを意味する。誤差要因のうち VH はいわゆるラジアルセッティング量といわれるもので、 $\sqrt{V_p^2 + H_p^2}$ あるいは $\sqrt{V_p^2 + H_p^2}$ を意味する。

表 4 よりギヤ、ピニオンともに凹・凸各歯面別々の測定値群からほぼ同じような結果が得られていることから、既報の歯切誤差検出法⁽⁷⁾の有用性が確認できる。また、歯切誤差が小さいことから、ギヤおよびピニオンは正確に歯切りされていることがわかる。

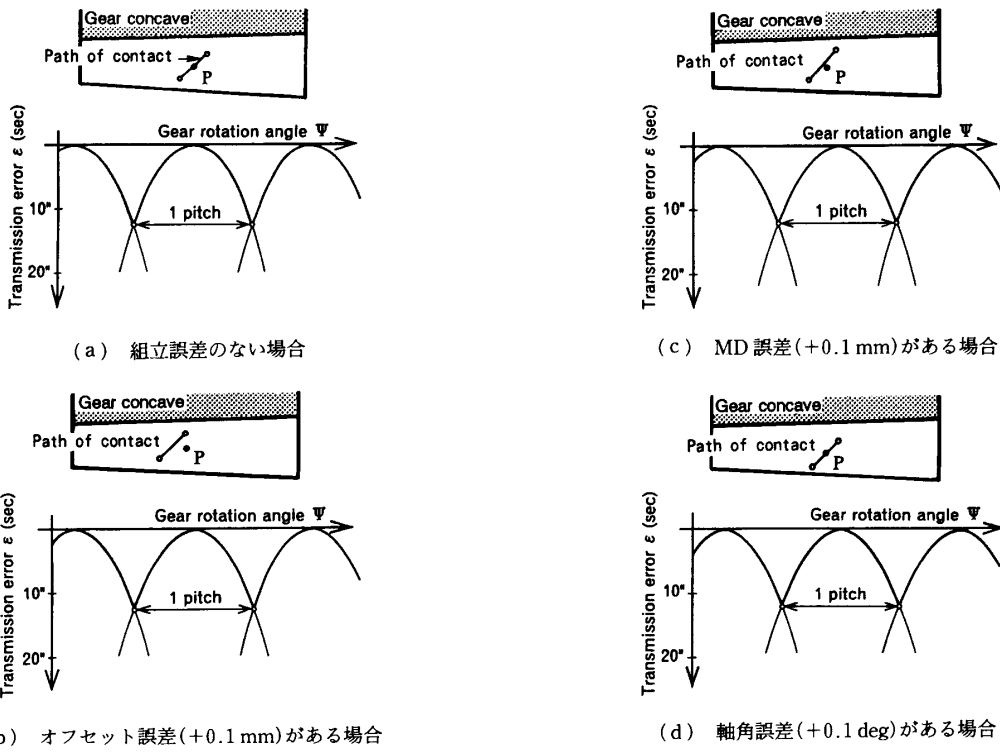


図 8 接触点軌跡と回転角伝達誤差 ($\eta_0 = 84^\circ$)

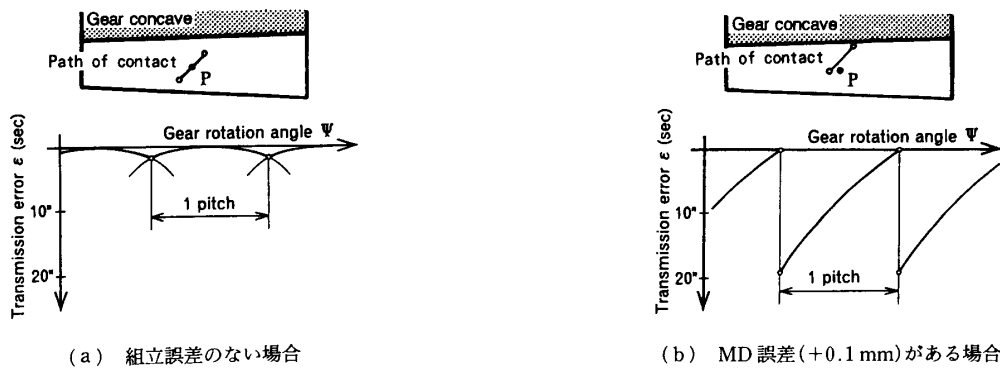


図 9 接触点軌跡と回転角伝達誤差 ($\eta_0 = 87^\circ$)

6. 組立誤差と歯当たり

提案の Duplex 歯切法によって得られるこう配歯曲がり歯傘歯車はその歯切誤差が検出できることから、誤差補正をすれば設計歯面に近い歯面の得られることがわかる。よって、この傘歯車対の誤差としては組立誤差だけに注目すればよい。組立誤差についてはオフセット誤差, Mounting Distance (MD) 誤差, 軸角誤差の三つの誤差を考え、接触点の軌跡と回転角伝達誤差を計算した⁽⁸⁾⁻⁽¹⁰⁾。図 8 に $\eta_0=84^\circ$ の場合の計算結果を示す。組立誤差がない場合の回転角伝達誤差は最大約 12 秒であるが、組立誤差があっても回転角伝達誤差はそれ程変化しない。また、接触点の軌跡もあまり変化しない。これより誤差鈍感性の優れた歯車対であることがわかる。一方、 $\eta_0=87^\circ$ にすると、組立誤差がない場合の回転角伝達誤差は約 1 秒で非常に小さくなるが、MD 誤差を与えると接触点の軌跡と回転角伝達誤差は大きく変化し、誤差に対して敏感になる(図 9)。

以上より、 η_0 を小さくすることにより組立誤差に対して鈍感な歯車を得ることのできることがわかる。実用段階での η_0 の値に関しては、実験的検討を必要とするが、 84° 程度が適当と考えている。

7. 結 言

こう配歯曲がり歯傘歯車の歯切りにおいて、ギヤは直線歯形の仮想冠歯車で、ピニオンは直線歯形の準仮

想冠歯車でそれぞれ広刃の工具で歯切りするいわゆる双広刃歯切法(Duplex 歯切法)について述べた。

Duplex 歯切法は、ギヤおよびピニオンの歯切りにおいてそれぞれ 1 回のマシンセッティングでよく、多量の歯車の歯切りに適した方法であるが、具体的には歯切工具とそのセッティングに関する設計法であるといえる。

なお、本研究では歯車を設計・製作し、歯切り時の誤差を検出することにより、その誤差の少ないことを確認した。また、歯車対の接触点の軌跡と回転角伝達誤差を計算し、提案の Duplex 歯切法では組立誤差に対して鈍感な歯車を得ることができることを確かめた。

終わりに検査・歯切実験にご協力いただいた(株)長岡歯車製作所 市野之彬部長にお礼申し上げる。

文 献

- (1) 石川, 機械要素, 2 (1990), 196, コロナ社.
- (2) 歯車便覧編集委員会編, 歯車便覧, (1962), 739, 日刊工業新聞社.
- (3) 田村・田中, 機論, 58-547, C(1992), 876.
- (4) 文献(2)の 733 ページ.
- (5) 田村・坂上, 機論, 54-497, C(1988), 261.
- (6) Merritt, H. E., *Gears*, 3rd ed., (1954), 44, Sir Isaac Pitman & Sons, Ltd., London.
- (7) 田村・ほか 2 名, 機論, 60-575, C(1994), 2450.
- (8) Litvin, F. L. and Gutman, Y., *Trans. ASME, J. Mechanical Design*, Vol. 103 (1981), 83.
- (9) Litvin, F. L. and Gutman, Y., *Trans. ASME, J. Mechanical Design*, Vol. 103 (1981), 89.
- (10) Litvin, F. L. and Gutman, Y., *Trans. ASME, J. Mechanical Design*, Vol. 103 (1981), 103.